

1단 유성기어의 전달오차 특성에 대한 실험적 연구 - 토크 및 속도 변화의 영향송진섭^a, 이근호^a, 박영준^{a*}, 남용운^a**Experimental Study on Transmission Errors of a Single-Stage Planetary Gear Train: Influence of Torque and Speed Variations**Jinseop Song^a, Geun-Ho Lee^a, Young-Jun Park^{a*}, Yong-Yun Nam^a^a Department of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials, 156, Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea**ARTICLE INFO***Article history:*Received 17 November 2014
Revised 17 February 2015
Accepted 4 May 2015*Keywords:*Planetary gear train
Transmission error
Sun gear orbit
Experimental measurement**ABSTRACT**

Despite the wide industrial applications of planetary gear trains, the relationship between the design parameters (tooth profile, carrier mass, etc.) and performance (strength, vibration, noise, etc.) remains poorly understood. A significant amount of research has focused on transmission errors, which are measurable performance indicators directly related to the design parameters. Herein, an experimental test rig for a single-stage planetary gear set built using digital angular encoders and gap sensors is described. To study the static and dynamic characteristics of this planetary gear train, the transmission errors and sun gear orbit are analyzed from the data measured under various levels of torque and speed. The transmission errors of the gear train decrease 40% when the speed increases from 30 to 600 rpm with an output torque of 39.2 Nm, and increase 22% when the output torque increases from 19.6 to 39.2 Nm with an input speed of 30 rpm.

1. 서론

유성기어트레인은 다수의 유성기어간 하중 분산에 의해 각 기어 치에 작용하는 하중을 감소시키고 작동기어축과 피동기어축이 동축을 이룸으로써 병렬기어트레인에 비해 공간 효율적으로 토크전달이 가능한 기어형식이다.

일반적으로 기어의 전달오차는 진동 및 소음과 밀접한 관련이 있는 것으로 다수의 실험 및 이론적 연구를 통하여 알려져 있으며^[1-3], 유성기어트레인에 대해서도 다양한 설계변수와 전달오차간의 상관관계에 관한 연구가 진행되어 왔다^[4-8]. 그러나 이러한 연구들에서는 주로 전달오차에 대한 특정 설계변수(예를

들어, 정렬오차, 치형, 위상차 등)의 민감도 분석에 한정되어, 여러 설계변수간의 상호 유기적인 상관관계를 설명하기에는 일정한 한계가 있다. 특히, 유성기어에서는 복수의 기어치 물림과 캐리어 부양 등의 특성 때문에 동적효과가 상대적으로 크게 나타날 것으로 예측됨에도 불구하고 기어의 질량과 같이 동적 설계변수가 전달오차에 미치는 영향 등에 대한 연구는 아직까지 찾아볼 수 없다.

한편, 기어설계에 널리 활용되고 있는 상용해석툴(KISSSoft 등)에서도 전달오차는 주로 기어치 강성을 기준으로 예측할 뿐 동적효과를 적절히 고려하지 못하는 것으로 알려져 있다^[9]. 최근에는 다물체 동역학을 적용하여 기어의 동적 설계변수의 영향을 직접적

* Corresponding author. Tel.: +82-42-868-7994
Fax: +82-42-868-7477

E-mail address: yjpark77@kimm.re.kr (Young-Jun Park).

으로 고려하려는 해석기법이 시도되고 있으나 단순스퍼기어에 적용하는 수준에 머물고 있다¹⁰⁾.

본 연구에서는 유성기어트레인의 전달오차 및 입력축 궤적 (orbit)을 토크 및 기어회전속도를 변화시켜 가면서 측정하고 그 결과를 분석해 봄으로써 유성기어 전달오차에 대한 정적 설계인자 및 동적 설계인자의 잠재적 영향을 분석하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 1단의 유성기어에 대해 실험을 진행하였다. 이는 설계변수를 단순화 하여 실험결과 분석을 용이하게 하고 유성기어의 원리적 연구에 적합하게 하기 위함이다.

본 시험에 적용된 유성기어의 설계도면 및 제원은 Fig. 1 및 Table 1에 나타난 바와 같다.

유성기어트레인은 여러 단으로 연결될 경우, 부양효과에 의해 자

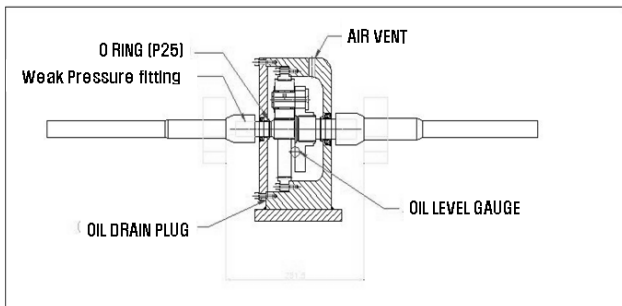


Fig. 1 Test specimen design

Table 1 Test specimen specification

Gear spec.	Unit	1 stage		
		Sun	Planet	Internal
Tooth form	-	spur		
Normal module	-	1.5		
No. of teeth	-	30.0	63.0	-159.0
Pressure angle	degree	20		
Helix angle	degree	0		
Reference dia.	mm	30.0	63.0	-159.0
Modification coe.	-	+0.4312	+0.2860	+0.3380
Material	-	SCM420H		
Heat treatment	-	carburizing		
Face width	mm	37	35	31.5
Hardness (HRC)	-	58 - 62		
Center distance	mm	47.5		
Class (JIS)	-	4	4	6
No. of planet	-	3		

동으로 측정률이 될 수 있도록 중간 단의 각 축은 베어링으로 고정하지 않는 경우가 많다. 이와 같은 특성을 반영하기 위하여 축 고정 은 기어박스 밖에서 베어링을 추가적으로 배치하는 방법으로 구현 하고 기어박스 내부 및 하우징에서는 축을 고정하는 베어링을 배치 하지 않도록 하였다.

Fig. 2와 Fig. 3은 전달오차 측정을 위한 실험장치 개념도 및 본 연구에서 구성한 실험장치의 사진이며, 실험장치 내의 각 장비 의 상세 사양은 Table 2에 나타난 바와 같다.

한편, 썬기어축 궤적 측정을 위한 실험장치는 전달오차 측정을 위한 실험장치에서 입력축에 위치한 엔코더를 제거하고 Fig. 4에 서 보는 바와 같이 2개의 갭센서(gap sensor)를 서로 수직인 방 향으로 시험체와의 간극을 1 mm로 유지하면서 베드(bed plate)에 고정된 지그를 통하여 설치하였다. 갭센서의 신호는 아날로그 신호

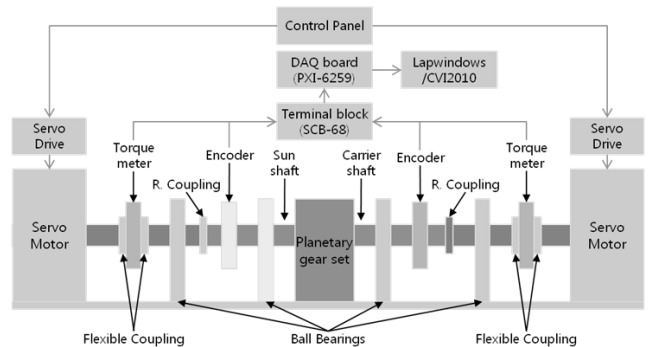


Fig. 2 Schematics of the planetary gear transmission error (TE) measurement set up

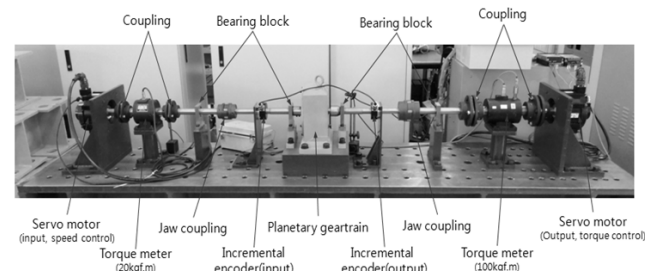


Fig. 3 The planetary gear TE measurement set up built in this study

Table 2 Specifications of the test equipments

Equipment	Maker	Model	Spec.
Servo motor	YAS-KAWA	SGMGV-30A	Rated : 2.9 kW, 18.6 N, 1,500 rpm
Input torque meter	SETEC	YDRA-20KM	Max : 20 kgf·m, 4,000 rpm
Output torque meter	SETEC	YDRA-100KM	Max : 100 kgf·m, 4,000 rpm
Encoder	BHW	40000-EP-A	40,000 ppr

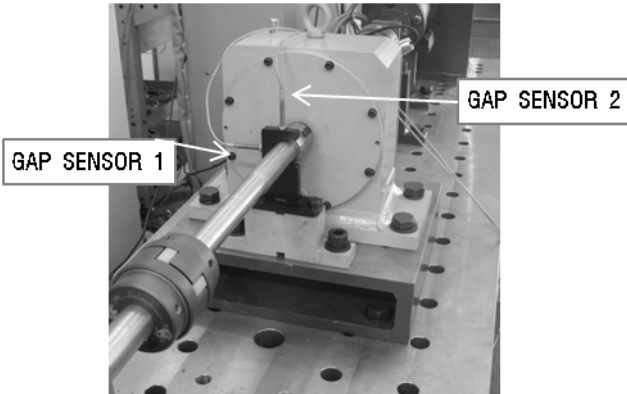


Fig. 4 Installed gap sensors for the sun gear orbit measurements

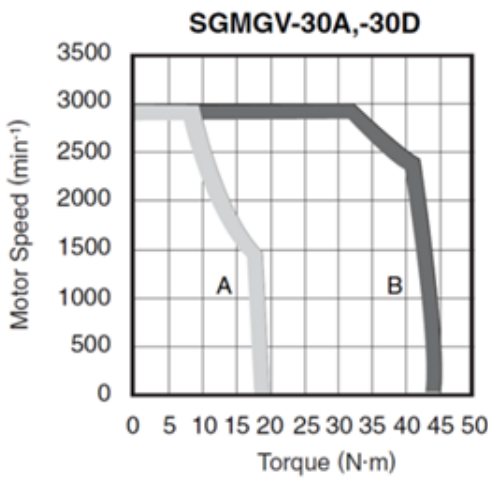


Fig. 5 Servo motor operating range curve: ‘A’ for continuous, ‘B’ for short term operation

Table 3 Test conditions

Test #	Input Speed [rpm]	Output Torque [kg _r · m]	Measure Time [second]	Measure Freq. [Hz]
1/2/3	30	0.4/2.0/4.0	400	100
4/5/6	120	0.4/2.0/4.0	100	400
7/8/9	600	0.4/2.0/4.0	20	2000

이때 역시 DAQ 시스템을 거쳐 계측데이터가 컴퓨터에 저장된다. 이때, 갭센서와 시험체 사이에 엔코더 보호를 위하여 설치하였던 베어링은 원활한 축운동을 허용하기 위하여 제거하였다.

2.2 실험방법

전달오차 측정시험과 축중심계측 측정시험에서 회전부하 변화 및 회전속도 변화에 따른 민감도 관찰을 위하여 Table 3에 나타난 바와 같은 조건에 대한 실험을 수행하였다. 토크 및 회전속도의 변화에 따라 치강성과 같은 정적 변수의 민감도와 관성질량과 같은 동적 변수의 민감도를 살펴 볼 수 있도록 실험 조건을 구성하였다.

최대토크 및 속도는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 서보모터의 사양에 의해 제한된다(본 실험은 ‘B’ 조건 적용). 측정시간 및 측정 주파수는 회전속도와 무관하게 동일한 회전변위 동안의 측정이 가능하도록 설정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 전달오차 결과 분석 방법

기어의 전달오차는 압력선상의 선형변위를 기준으로 정의되기도 하지만⁹⁾, 본 논문에서는 회전변위를 기준으로 한 전달오차 정의를 적용하여 실험결과를 분석하였다. 본 실험에서와 같이 링기어가 고정되고 감속비가 R 인 유성기어트레인의 출력축(캐리어축) 회전변위(θ_c)를 기준으로 한 전달오차(TE_{out})는 식 (1)과 같이 정의할 수 있다. 이때, t 는 시간, θ_s 은 입력축(쥘기어축) 회전변위를 나타낸다.

$$TE_{out}(t) \equiv \theta_c(t) - R \cdot \theta_s(t) \quad (1)$$

기어트레인의 전달오차는 회전변위에 따른 기어치의 물림주기에 의한 특성을 고찰하는 것이 주요하며, 이를 위하여 식 (2)와 같이 등시간 간격으로 측정된 입출력축의 회전변위를 출력축 회전변위를 기준으로 등회전 간격으로 변환한 후, 식 (3)과 같이 푸리에 변환(fourier transform)을 수행하는 것이 필요하다¹⁸⁾. 이때, H 는 식 (4)에서 보는 바와 같이 캐리어 주파수(f_c)에 의해 무차원화된(normalized) 주파수가 된다.

$$TE_{out}(t) \rightarrow TE_{out}(\theta_c) \quad (2)$$

$$TE_{out}(H) = FFT[TE_{out}(\theta_c)] \quad (3)$$

$$H = f/f_c \quad (4)$$

이러한 전달오차 스펙트럼에서는 기어치쌍이 단위 시간당 마주치는 회수와 관련된 메쉬 하모닉(mesh harmonic) 성분과 유성기어 세트를 이루는 각 요소기어에 의한 사이드밴드(side band) 성분에 의해 피크(peak) 값이 나타나게 된다¹⁸⁻²⁰⁾. 본 실험에서 사용된 유성기어트레인의 이수 및 경계조건으로부터 기어 메쉬가 반복적으로 맞물리는 주기인 메쉬 주파수(f_m)는 식 (5)와 같이 계산되며, 메쉬 하모닉(H_{mi})과 링기어($H_{mi \pm nr}$), 쥘기어($H_{mi \pm ns}$), 유성기어($H_{mi \pm np}$)에 의한 사이드밴드 하모닉은 순서대로 식 (6)-(9)와 같이 결정된다. 이때, i 는 기어의 메쉬 하모닉 차수(order)를 나타내는 정수이고, n 은 임의의 정수이다.

$$f_m = Z_s \times f_{s/c} = Z_r \times f_{r/c} = Z_r \times f_c \quad (5)$$

$$H_{mi} = i \times f_m / f_c = i \times Z_r \quad (6)$$

$$H_{mi \pm nr} = H_{mi} \pm n \quad (7)$$

$$H_{mi \pm ns} = H_{mi} \pm n(Z_r / Z_s) \quad (8)$$

$$H_{mi \pm np} = H_{mi} \pm n(Z_r / Z_p) \quad (9)$$

식 (6)-(9)에 대하여 Table 1의 값을 대입하면 식 (10)-(13)과 같이 각각의 하모닉을 계산할 수 있다.

$$H_{mi} = 106 \times i \quad (10)$$

$$H_{mi \pm nr} = (106 \times i) \pm n \quad (11)$$

$$H_{mi \pm ns} = (106 \times i) \pm (5.3 \times n) \quad (12)$$

$$H_{mi \pm np} = (106 \times i) \pm (2.5238 \times n) \quad (13)$$

3.2 전달오차 결과 분석

Table 3의 Test 9 조건에 대한 전달오차 측정결과를 시간영역에서 나타낸 그래프가 Fig. 6에, 식 (3)에 따른 스펙트럼은 Fig. 7에 나타낸 바와 같다.

Fig. 7을 보면, 1차 및 2차 모드에서는 피크가 분명하게 관찰되지만 3차 이상에서는 그렇지 않다. 한편, 전달오차는 입출력 회전

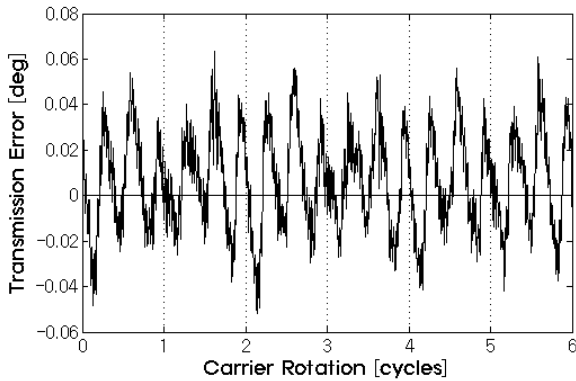


Fig. 6 Measured TE time series for Test 9 in Table 3

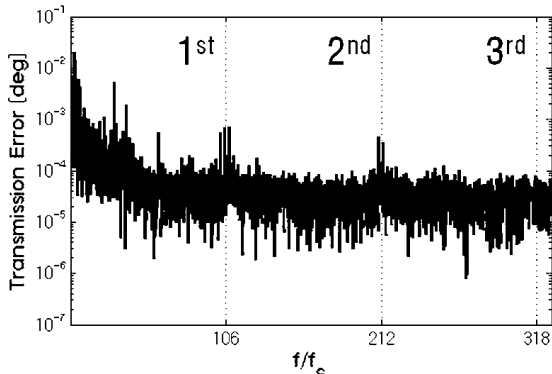


Fig. 7 TE spectra in displacement for Test 9 in Table 3

변위의 차이로 정의되었지만, 진동, 소음 및 동하중 등과의 상관성 측면에서 중요하게 다뤄지는 지표이며 이러한 특성의 관찰을 위해서는 회전변위보다는 회전가속도가 보다 직접적인 지표가 될 것이다. 전달오차의 가속도 스펙트럼($A_{TE_{out}}$)은 변위스펙트럼을 식 (14)와 같이 변환하여 구할 수 있다.

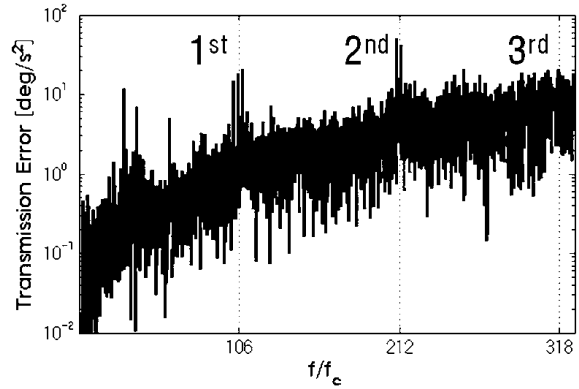


Fig. 8 TE spectra in acceleration for Test 9 in Table 3

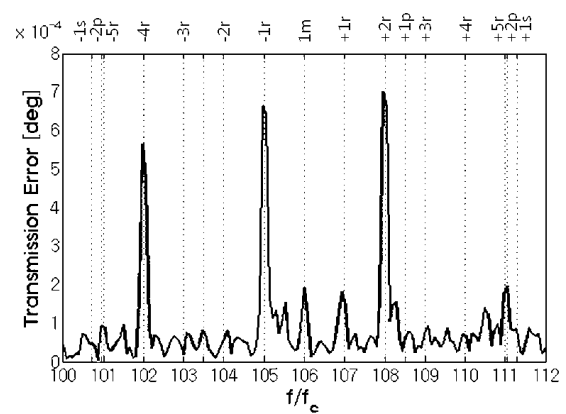


Fig. 9 TE spectra for Test 9 in Table 3 - sidebands of the 1st mesh harmonic

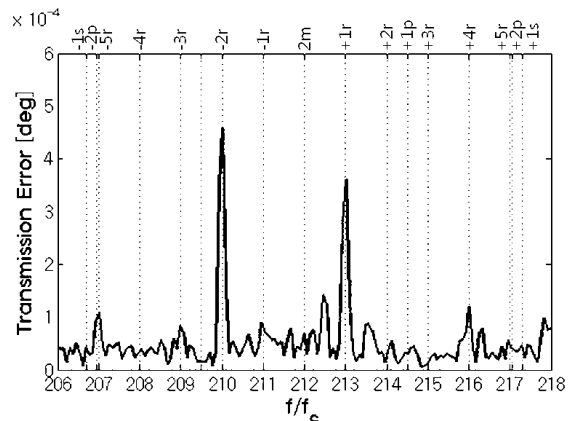


Fig. 10 TE spectra for Test 9 in Table 3 - sidebands of the 2nd mesh harmonic

$$A_{TE_{out}} = (2\pi Hf_c)^2 \cdot TE_{out} \quad (14)$$

Fig. 7을 가속도 스펙트럼으로 변환한 것을 Fig. 8에 나타내었다. 저주파 영역의 피크의 중요도는 상대적으로 감소하고 고차모드의 중요성이 부각됨을 관찰할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 주로 1차 및 2차 모드를 중심으로 실험결과를 분석하였다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 Fig. 7을 각 모드별로 확대하고 각 사이드 밴드 하모닉을 도시하여 각각의 피크가 어떤 하모닉 성분으로부터 발생한 것인지를 나타낸 것이다.

Table 3의 모든 조건에 대한 전달오차 스펙트럼에서 주요 피크

값은 Fig. 9 및 Fig. 10에서와 같이 메쉬하모닉이 105, 108, 210, 213에서 관찰되었다. Fig. 11~Fig. 16에서는 이러한 4개의 메쉬하모닉에 대한 응답의 크기만을 비교하여 나타내었다.

Fig. 11~Fig. 13은 각 부하토크 조건에서 회전속도 변화에 따른 전달오차의 변화를 나타낸 것이다. 토크부하가 3.92 Nm로 무부하에 가까운 경우(Fig. 11)에는 토크 부하가 19.6 Nm 이상인 경우(Fig. 12, Fig. 13)에 비해 전달오차가 10배 이상 크게 나타났다. 회전속도가 증가할수록 전달오차는 대체로 감소하는 경향을 보이지만, 2차 모드에서는 회전속도가 증가할수록 전달오차도 증가하는 경향도 관찰할 수 있다. 출력축 토크가 39.2 Nm 조건의 결과인

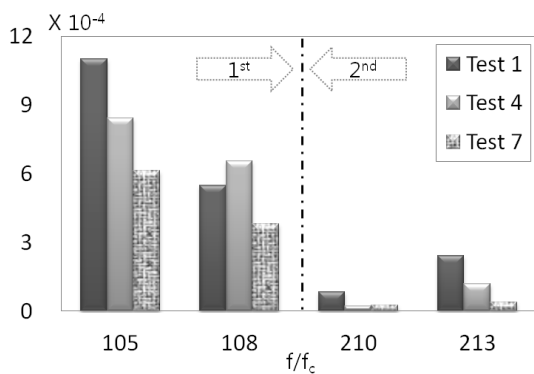


Fig. 11 TE spectra peaks for output torque 3.92 Nm

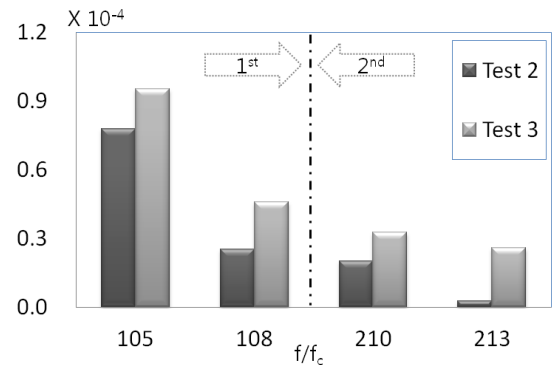


Fig. 14 TE spectra peaks for input speed 30 rpm

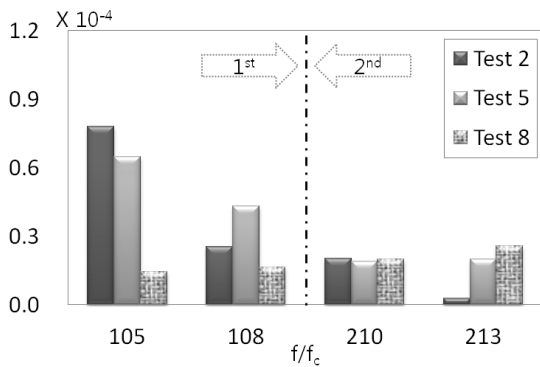


Fig. 12 TE spectra peaks for output torque 19.6 Nm

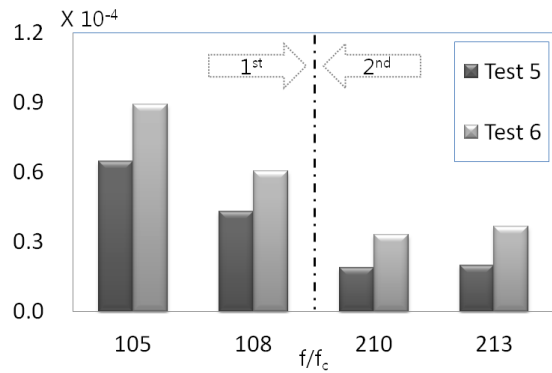


Fig. 15 TE spectra peaks for input speed 120 rpm

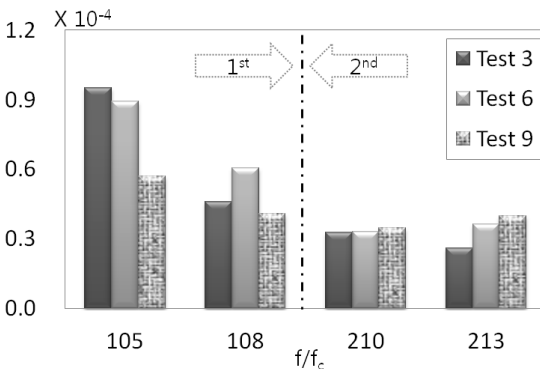


Fig. 13 TE spectra peaks for output torque 39.2 Nm

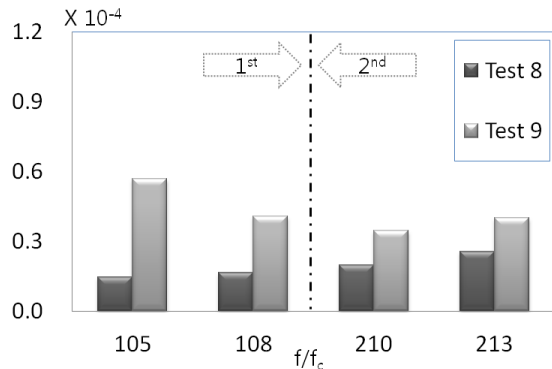


Fig. 16 TE spectra peaks for input speed 60 rpm

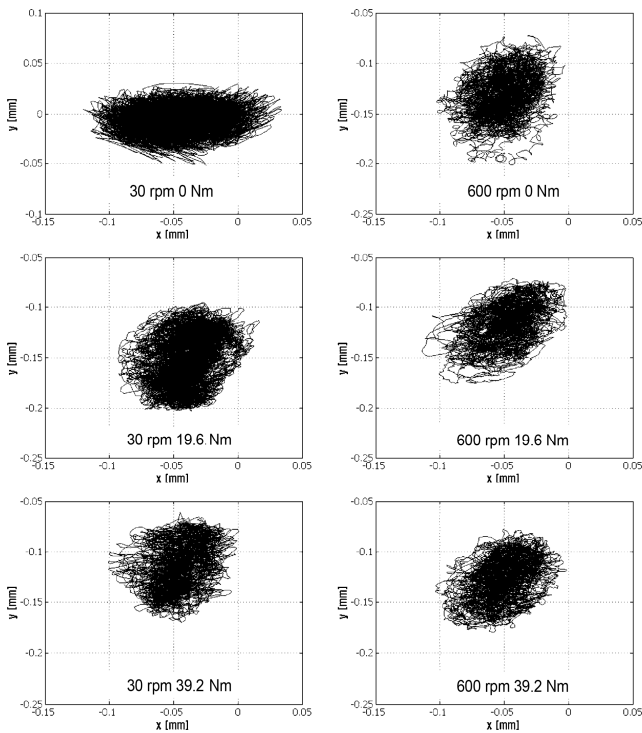


Fig. 17 Measured sun gear orbits for six test conditions at two speeds and three torques

Fig. 13에서 각 모드의 피크를 기준으로 Test 3(30 rpm)을 대비 Test 9(600 rpm)를 비교해 보면 1차 모드에서는 0.60배로 감소하고, 2차 모드에서는 1.22배로 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 14~Fig. 16은 각 회전속도 조건에서 토크 변화에 따른 전달 오차의 변화를 나타낸 것이다. 다만, 무부하 조건은 특수한 경우로 추정되므로 토크변화에 따른 비교에서는 제외하였다. 토크가 증가할수록 전달오차는 모든 하모닉 성분에서 증가하는 것을 확인할 수 있다. 입력축 속도가 30 rpm 조건의 결과인 Fig. 14에서 Test 2(19.6 Nm)을 기준으로 Test 3(39.2 Nm)을 비교해 보면 하모닉 수가 105에서는 1.22배로, 210에서도 1.62배로 증가함을 확인할 수 있다.

3.3 축중심 궤적 결과

회전속도 및 토크 변화에 따른 쉐기어 축중심 궤적의 변화는 Fig. 17에 나타내었다. 회전속도가 증가할수록 궤적의 변화가 작고 안정적인 형태를 보이는 경향을 관찰할 수 있으며 특히 무부하 조건에서는 현저히 다른 경향을 보여 주고 있는데 이는 캐리어 부양효과^[21]로부터 설명될 수 있다. 이는 앞에서 살펴본 바와 같이 무부하(no torque load) 조건에서 현저히 큰 전달오차가 나타나는 특성과 회전속도 증가에 따른 전달오차 감소 경향과 일치한다고 볼 수 있다. 다만, 토크 변화에 따른 축중심 궤적의 변화는 현저하게 관찰되지 않는다.

4. 결론

본 연구에서는 1단 유성기어트레인에 대하여 토크 및 회전속도 변화에 따른 전달오차 및 입력축 중심궤적을 실험적으로 측정하고 그 결과를 주파수분석 등을 통하여 메쉬하모닉 및 사이드밴드 영향에 의한 피크들을 비교함으로써 다음과 같이 기어트레인의 정적 특성 및 동적 특성이 전달오차에 미치는 영향을 분석하였다.

(1) 기어트레인의 회전속도 증가는 캐리어 부양에 의해 기어 중심궤적이 안정적으로 형성됨으로써 전달오차의 감소를 유발하는 경향을 보인다. 다만, 고차 모드에서는 전달오차가 증가하는 현상이 관찰되기도 하였다.

(2) 부하토크의 증가는 기어치 등의 구조적 변형을 증대시킴으로써 전달오차의 증가를 유발하였다.

(3) 부하토크가 2배 증감하거나 회전속도가 20배 증감하면 전달오차 스펙트럼 피크의 변화 범위는 20%~60%로서 동등 수준으로 나타났다.

따라서 유성기어의 설계 및 해석에 있어서 기어치 강성 등과 같은 정적설계 인자는 물론 동적설계 인자도 반드시 고려되어야 한다.

References

- [1] Blankenship, G. W., Kahraman, A., 1995, Steady State Forced Response of a Mechanical Oscillator with Combined Parametric Excitation and Clearance Type Non-linearity, *Journal of Sound and Vibration*, 185:5 743-765.
- [2] Cai, Y., Watanabe, T., 2000, Transmission Error Analysis of Helical Gears for Any Load Condition, *ASME Power Transmission and Gearing Conference*, 1-7.
- [3] Kurokawa, S., Ariura, Y., Ohtahara, M., 1996, Transmission Errors of Cylindrical Gears Under Load - Influence of Tooth Profile Modification and Tooth Deflection, *ASME Power Transmission and Gearing Conference*, 213-217.
- [4] Ishida, T., Hidaka, T., 1992, Effects of Assembly and Manufacturing Errors on Transmission Error of Planetary Gears, *ASME International Power Transmission and Gearing Conference*, 375-381.
- [5] Kumagai, K., Nakura, Y., Morikawa, K., Komori, M., 2009, Transmission Error Prediction Method of Planetary Gears Taking Account of Alignment Error, *MPT2009*, 1-6.
- [6] Kahraman, A., Blankenship, G. W., 1994, Planet Mesh Phasing in Epicyclic Gear Sets, *International Gearing Conference*, 99-104.

- [7] Inapolat, M., Kahraman, A., 2010, A Dynamic Model to Predict Modulation Sidebands of a Planetary Gear Set Having Manufacturing Errors, *Journal of Sound and Vibration*, 329:4 371-393.
- [8] Boguski, B. C., 2010, An Experimental Investigation of the System-level Behavior of Planetary Gear Sets, A Thesis for a Master, Ohio State University, USA.
- [9] KISSsoft, 2011, KISSsoft User's Manual, KISSsoft AG.
- [10] Song, J., Lee, G. H., Park, Y. J., Bae, D. S., Lee, C. H., 2012, Development of Gear Stiffness Module for Multi-Body Dynamic Analysis on Gears, *Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, 21:1 130-136.
- [11] Gregory, R. W., Harris, S. L., Munro, R. G., 1963, A Method of Measuring Transmission Error in Spur Gears of 1:1 Ratio, *J. Sci. Instrum.*, 40:1 1-5.
- [12] Bard, C., Remond, D., Play, D., 1996, Dynamic Transmission Error of Cylindrical Gears Comparison of Experimental Measurement and Numerical Calculation, *ASME Power Transmission and Gearing Conference*, 1-8.
- [13] Houser, D. R., Play, D., 1996, Methods for Measuring Gear Transmission Error Under Load and at Operating Speeds, *International Off-Highway & Powerplant Congress and Exposition*, 1-10.
- [14] Kurokawa, S., 1999, High Precision Measurement and Analysis of Transmission Errors of Gears Under Load, *4th World Congress on Gearing and Power Transmission*, 1-11.
- [15] Makam, S., 2010, Experimental Investigation of System-level Effects on Automotive Hypoid Gear Pairs, A Thesis for a Master, Ohio State University, USA.
- [16] Schmitkors, A. W., 2005, Loaded Bevel Gear Static Transmission Error Test Stand Redesign and Assessment, A Thesis for a Master, Ohio State University, USA.
- [17] Wright, Z. H., 2009, Loaded Transmission Error Measurement System for Spur and Helical Gears, A Thesis for a Master, Ohio State University, USA.
- [18] Inapolat, M., Kahraman, A., 2009, A Theoretical Experimental Investigation of Modulation Sidebands of Planetary Gear Sets, *Journal of Sound and Vibration*, 323:3-5 677-696.
- [19] Inapolat, M., Kahraman, A., 2010, A Dynamic Model to Predict Modulation Sidebands of a Planetary Gear Set Having Manufacturing Errors, *Journal of Sound and Vibration*, 329:4 371-393.
- [20] McFadden, P. D., Smith, J. D., 1985, An Explanation for the Asymmetry of the Modulation Sidebands About the Tooth Meshing Frequency In Epicyclic Gear Vibration, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C - Journal of Mechanical Engineering Science*, 199:C1 65-70.
- [21] Bodas, A., Kahraman, A., 2004, Influence of Carrier and Gear Manufacturing Errors on the Static Load Sharing Behavior of Planetary Gear Sets, *JAME International Journal*, 47:3 908-915.